

## 明細書

### トルクコンバータ

#### 技術分野

本発明は、原動機の回転トルクを伝達するためのトルクコンバータに関する。

#### 背景技術

フルードカップリングを使用した動力伝達装置の一つの典型例は、車両に搭載されたエンジンと、フルードカップリングと、湿式摩擦クラッチ及びマニュアル式の変速機が直列に配設されることにより構成されている。このような車両用動力伝達装置に装備されるフルードカップリングは、エンジン、例えばディーゼルエンジンのクランク軸、すなわちフルードカップリングとしての入力軸に連結されたポンプシェルと、ポンプシェル内に放射状に配設された複数個のインペラとを有するポンプと；ポンプと対向して配設されかつ入力軸と同一軸線上に配置された出力軸に取り付けられたタービンシェルと、タービンシェル内に放射状に配設された複数個のランナとを有するタービンと；を備えており、トルク伝達用の作動流体が収容されている（例えば特開 2002-276694 号公報参照）。

エンジン回転数の変動及び振動を吸収する目的で動力伝達装置に使用されるフルードカップリングは、比較的排気量の大きな NA ディーゼルエンジンと組み合わされて使用される上記形態の動力伝達装置の発進クラッチとして適用されている。しかしながら、ますます厳しさを増す排ガス対策及び省燃費化に対応するために、今後は小排気量で高過給ディー

ゼルエンジン（T Cディーゼルエンジン）が使用される傾向が高くなると予測される。このようなT Cディーゼルエンジンは、比較的排気量の大きなN Aディーゼルエンジンと比較してアイドル回転時のトルクが低下するため、発進クラッチとしてフルードカップリングを使用することは、ドラッグトルクが大きいために好ましくない。ドラッグトルクは、一般的にエンジンがアイドリング回転数（例えば500rpm）で運転されている状態での伝達トルクを示すもので、ドラッグトルクが大きいと、エンジンのアイドリング運転が著しく不安定となるとともに、この不安定な回転が駆動系に異常振動を発生させる原因となる。また、ドラッグトルクが大きいことにより、アイドリング運転時の燃費が悪化する原因にもなっている。

一方、変速機のラインアップ整合などの理由から、1種類の変速機において、可能な限り広いトルクレンジを持たせたい、との要望もある。

上記形態の動力伝達装置において、小排気量のT Cディーゼルエンジンが使用された場合、ドラッグトルクの問題に対しては、発進クラッチとして、ドラッグトルクを低減することが可能な可変容量タイプのフルードカップリングを使用することにより対応が可能である。他方、1種類の変速機において、可能な限り広いトルクレンジを持たせたい、との要望を満足させるためには、発進クラッチとして、フルードカップリングよりもトルクコンバータを使用することが有効である。しかしながら上記形態の動力伝達装置においては、マニュアル式の変速機と組み合わせるため、一般的な特性を有するトルクコンバータをそのまま使用した場合には、増幅された出力側のトルクが高すぎて、変速機の許容入力限度を越えてしまい、強度上の問題が発生する。

発明の開示

本発明の目的は、ポンプからタービンを介してステータに伝えられる伝達トルクを変速機の許容入力を超えないよう制限できるようにすることによって、変速機の許容入力の限度内で変速機のトルクレンジを広げることができる、合わせてドラッグトルクを低減することができる、新規なトルクコンバータを提供することである。

本発明によれば、ハウジング内に回転自在に支持されたポンプハブに装着された環状のポンプシェルと、ポンプシェル内に放射状に配設された複数のインペラとを有するポンプと；ポンプと対向して配設されかつポンプハブと相対回転可能なタービンハブに装着された環状のタービンシェルと、タービンシェル内に放射状に配設された複数のランナとを有するタービンと；ポンプとタービン間に配置されかつハウジングに支持されたステータと；ポンプとタービン内に充填された作動流体と；を備えたトルクコンバータにおいて、

ステータとハウジングとの間に、ポンプからタービンを介してステータに伝えられる伝達トルクが所定値を越えて増加しないように制限する伝達トルク制限手段が配設されている、

ことを特徴とするトルクコンバータ、が提供される。

伝達トルク制限手段は、ハウジングに支持されたワンウェイクラッチと、ワンウェイクラッチとステータとの間に配設されたトルクリミッタとからなり、該伝達トルクが所定値を越えない間はステータはトルクリミッタ及びワンウェイクラッチを介してハウジングに固定され、該伝達トルクが所定値を越えて増加しようとした場合には、トルクリミッタの作動によりステータはワンウェイクラッチに対し空転させられるよう構成される、ことが好ましい。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明によるトルクコンバータを備えた動力伝達装置の実施形態を示す縦断面図である。

図 2 は、図 1 に示すトルクコンバータの実施形態を示す拡大縦断面図である。

図 3 は、図 2 に示すトルクコンバータのステータの部分を拡大して示す横断面図である。

図 4 は、本発明に従って構成されたトルクコンバータの特性を模式的に示す線図である。

#### 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明によるトルクコンバータの好適実施形態を備えた動力伝達装置を示している添付図面を参照して、更に詳細に説明する。

図 1 には、本発明に従って構成されたトルクコンバータの実施形態を備えた動力伝達装置の実施形態の縦断面図が示されている。図 1 に示す動力伝達装置は、図示しない原動機としてのディーゼルエンジンと、トルクコンバータ 2 と、湿式多板摩擦クラッチ 4 およびマニュアル式変速機 6 とから構成され、これらは直列に配設されている。

図示の動力伝達装置は、上記トルクコンバータ 2 および湿式多板摩擦クラッチ 4 を収容するハウジング 8 を備えている。ハウジング 8 は、エンジン側である一端側（図 1 において左端側）が開放され、変速機側である他端側（図 1 において右端側）に仕切り壁 10 を備えている。ハウジング 8 の軸方向中央部には中間壁 12 が設けられており、中間壁 12 および後述するポンプハウジング 50、52 によってトルクコンバータ収

容室 14 と摩擦クラッチ収容室 16 に区画されている。このように構成されたハウジング 8 は、エンジン側がディーゼルエンジンに装着されたハウジング 18 に図示しないボルトなどの締結手段によって取り付けられており、変速機側がマニュアル式変速機 6 のケース 20 にボルト 22 によって取り付けられている。

次に、図 1 及び図 2 のうち、主として図 2 を参照してトルクコンバータ 2 について説明する。トルクコンバータ 2 は、上記ハウジング 8 のトルクコンバータ収容室 14 内に配設されている。図示の実施形態におけるトルクコンバータ 2 は、ケーシング 24 と、ポンプ 26 と、タービン 28 と、ステータ 30 とを備えている。ケーシング 24 は、ディーゼルエンジンのクランク軸 31 にボルト 32 によって内周部が装着されたドライブプレート 34 の外周部に図示しないボルト&ナットなどの締結手段によって装着されている。なお、上記ドライブプレート 34 の外周には、図示しないスタータモータの駆動歯車と噛合する始動用のリングギヤ 36 が装着されている。

ポンプ 26 は上記ケーシング 24 と対向して配設されている。このポンプ 26 は、環状のポンプシェル 38 と、該ポンプシェル 38 内に放射状に配設された複数のインペラ 40 とを備えており、ポンプシェル 38 が上記ケーシング 24 に溶接などの固着手段によって取り付けられている。従って、ポンプ 26 のポンプシェル 38 は、ケーシング 24 及びドライブプレート 34 を介してクランク軸 31 に連結される。このため、クランク軸 31 はトルクコンバータ 2 の入力軸として機能する。

タービン 28 は上記ポンプ 26 とケーシング 24 によって形成された室にポンプ 26 と対向して配設されている。このタービン 28 は、上記ポンプ 26 のポンプシェル 38 と対向して配設された環状のタービンシェル 42 と、該タービンシェル 42 内に放射状に配設された複数のラン

ナ 4 4 とを備えている。タービンシェル 4 2 は、上記入力軸としてのクランク軸 3 1 と同一軸線上に配設された出力軸 4 6 にスプライン嵌合されたタービンハブ 4 7 に溶接などの固着手段によって取り付けられている。なお、番号 4 8 はロックアップクラッチを示している。ロックアップクラッチ 4 8 は、ケーシング 2 4 とタービン 2 8 とを直接伝達結合する機構であるが、それ自体の機構は本発明の特徴をなすものではなく、また詳細は上記特開 2 0 0 2 - 2 7 6 6 9 4 号公報に開示されているので説明は省略する。

上記ハウジング 8 の中間壁 1 2 には、ポンプハウジング 5 0、5 2 がボルト 5 4 などの固着手段によって取り付けられている。従って、ポンプハウジング 5 0、5 2 は、ハウジング 8 に形成されたトルクコンバータ収容室 1 4 と摩擦クラッチ収容室 1 6 とを区画している。このポンプハウジング 5 0、5 2 内には油圧ポンプ 5 5 が配設されている。油圧ポンプ 5 5 は、インナロータ及びアウトロータを備えたトロコイドポンプから構成されている。ポンプハウジング 5 0、5 2 には、各制御弁が配設されると共に作動流体通路が形成されている。ポンプハウジング 5 0、5 2 内に配設された油圧ポンプ 5 5 は、ポンプハブ 5 6 によって回転駆動されるように構成されている。すなわち、ポンプハブ 5 6 は、円筒部と、円筒部の一端から半径方向外方に延び出す環状のフランジ部とからなり、円筒部の軸方向の中間部はポンプハウジング 5 0 に軸受 5 8 を介して回転自在に支持されている。上記ポンプ 2 6 のポンプシェル 3 8 の、環状をなす半径方向内側端部はポンプハブ 5 6 の上記フランジ部に溶接などの固着手段により固着され、ポンプハブ 5 6 の円筒部の他端は油圧ポンプ 5 5 のインナロータにスプライン結合されている。

ポンプハウジング 5 0、5 2 には、油圧ポンプ 5 5 の吸入口に連通する図示しない吸入通路が形成され、この吸入通路は摩擦クラッチ収容室 1 6 の底壁部に向けて開口されている。図示の実施形態においては、摩擦

クラッチ収容室 16 の底部に規定される流体貯留部に作動流体が収容されており、この作動流体が上記油圧ポンプ 55 の作動により吸引されるよう構成されている。

ポンプハブ 56 の中心部には上記出力軸 46 が配置され、ポンプハブ 56 と出力軸 46 との間に筒状部材 60 が配設されている。筒状部材 60 の一端部はポンプハウジング 52 にボルトなどの固着手段により固着され、筒状部材 60 の他端部は出力軸 46 の外周面に軸受を介して相対回転自在に支持されている。このように、筒状部材 60 はポンプハウジング 52 に固定されているので、ハウジング 8 の一部であるといえる。出力軸 46 の一端部はタービンハブ 47 の中心部に対しスプライン結合されることにより支持され、出力軸 46 の他端部は筒状部材 60 の他端部の内周面に軸受を介して回転自在に支持されている。トルクコンバータ 2 のステータ 30 は、筒状部材 60 の一端部の外周面上に、後述するワンウェイクラッチ 70 及びトルクリミッタ 80 を介して支持されている。この構成については後に詳述する。

湿式多板摩擦クラッチ 4 は、出力軸 46 の他端部にスプライン結合されたクラッチアウト 62 と、変速機 6 の入力軸 64 にスプライン結合されたクラッチセンタ 66 とを含み、クラッチアウト 62 及びクラッチセンタ 66 の間には、複数の摩擦板 67 を介してクラッチアウト 62 及びクラッチセンタ 66 を接断する図示しない油圧シリンダ機構及びばね機構などが配設されている。湿式多板摩擦クラッチ 4 それ自体の機構は本発明の特徴をなすものではなく、また詳細は上記特開 2002-276694 号公報に開示されているので、更なる説明は省略する。

次に、図 3 を参照して、トルクコンバータ 2 のステータ 30 について説明する。ステータ 30 は、筒状部材 60 及びポンプハウジング 52 を介してハウジング 8 に支持されている。更に具体的には、ステータ 30 は、

ポンプハウジング 52 に固着された筒状部材 60 の一端部の外周面上に、ワンウェイクラッチ 70 及びトルクリミッタ 80 を介して支持されている。

ワンウェイクラッチ 70 は、所定の軸方向幅を有する円筒状の内側リング部材 71 と、内側リング部材 71 の円形外周面に相対回転可能に嵌合支持されかつ半径方向内側に周方向に間隔をおいて複数の（実施形態においては 6 個の）凹部 73 が配設された外側リング部材 72 と、内側リング部材 71 の外周面と外側リング部材 72 の凹部 73 の各々により形成される空間に挿入されたローラ 74 及びばね部材 75 とを備えている。外側リング部材 72 は所定の軸方向幅を有している。

内側リング部材 71 と外側リング部材 72 とは共通の軸線上に配置されている。外側リング部材 72 の凹部 73 の各々は、外側リング部材 72 の円形外周面と同心の仮想内周面から半径方向外方に延びる一端面 72a と、一端面 72a に対し周方向に間隔をおいて実質的に対向する他端面 72b と、一端面 72a と他端面 72b の半径方向外側端間を周方向に延在するロック&ロック解除面 72c とを備えている。一端面 72a は、内側リング部材 71 の軸心を通り半径方向外方に延びる仮想面上に位置付けられている。ロック&ロック解除面 72c における、一端面 72a から周方向のほぼ中央までの領域は、内側リング部材 71 の軸心と同心の円弧面、すなわちロック解除面に形成され、該中央から他端面 72b までの領域は該中央から他端面 72b に向うに従って徐々に半径が小さくなるような傾斜面、すなわちロック面に形成されている。内側リング部材 71 の外周面と上記ロック解除面との間の半径方向隙間は実質的に一定であるが、内側リング部材 71 の外周面と上記ロック面との間の半径方向隙間は、該中央から他端面 72b に向うに従って徐々に小さくなる。



ローラ 7 4 の各々は一定の直径を有する円形断面と所定の軸方向幅を有しており、各々の直径は、対応する凹部 7 3 の上記ロック解除面と内側リング部材 7 1 の外周面との間の上記隙間よりもわずかに小さく形成されている。ばね部材 7 5 の各々は圧縮コイルばねから構成されており、対応する凹部 7 3 の一端面 7 2 a とローラ 7 4 との間に挿入されている。ローラ 7 4 の各々は、対応する凹部 7 3 内において、ばね部材 7 5 によって他端面 7 2 b に向って周方向（ロック方向）に常時付勢されている。

上記説明から容易に理解されるように、外側リング部材 7 2 が内側リング部材 7 1 に対して図 3 において時計方向に相対回転させられると、ローラ 7 4 の各々は、対応する凹部 7 3 内において、内側リング部材 7 1 の外周面と上記ロック面との間の半径方向隙間（軸方向から見て周方向に楔形をなす隙間）に食い込むので、外側リング部材 7 2 は内側リング部材 7 1 に対してロックされる。他方、外側リング部材 7 2 が内側リング部材 7 1 に対して図 3 において反時計方向に相対回転させられると、ローラ 7 4 の各々は、対応する凹部 7 3 内において、内側リング部材 7 1 の外周面と上記ロック解除面との間の半径方向隙間（一定の隙間）にばね部材 7 5 のばね力に抗して移動させられるので、外側リング部材 7 2 は内側リング部材 7 1 に対して相対回転させられる。

上記ワンウェイクラッチ 7 0 の外側リング部材 7 2 の半径方向外側には、トルクリミッタ 8 0 が配設されている。トルクリミッタ 8 0 は、外側リング部材 7 2 の周方向に等間隔をおいて外側リング部材 7 2 の外周面から半径方向外方に実質的に同じ高さだけ延び出す複数の（実施形態においては 3 個の）ばね受け突起 7 6 と、相互に周方向に対向するばね受け突起 7 6 の各々間の周方向中央に配設されたドライブキー 8 1 と、ドライブキー 8 1 の周方向両側にそれぞれ配置された一对の摺動部材 8 2 と、ドライブキー 8 1 の周方向両側にそれぞれ配置された一对の摺動部材 8 2 に対しそれぞれ周方向外側に間隔をおいて対向するばね受け突起 7 6

の周方向片面との間に配設された圧縮コイルばね 8 3 とを備えている。ばね受け突起 7 6 の各々の横断面は実質的に矩形をなしている。摺動部材 8 2 の各々は、半径方向内側面の周方向長さが半径方向外側面の周方向長さよりもわずかに短い、ほぼ台形の横断面形状を有している。

ワンウェイクラッチ 7 0 の外側リング部材 7 2 の軸方向両側には、図示しない環状のホルダ部材が外側リング部材 7 2 と一体回転しうるよう配設されている。ワンウェイクラッチ 7 0 における上記ローラ 7 4 及びばね部材 7 5 の各々、トルクリミッタ 8 0 の摺動部材 8 2 及び圧縮コイルばね 8 3 は、ホルダ部材の各々により軸方向への抜けが防止されている。ワンウェイクラッチ 7 0 を軸方向に見て、ドライブキー 8 1 の各々は、ほぼ一定の周方向幅で半径方向に延在する両側面と、ほぼ円弧状の半径方向外側端面 8 1 a 及び半径方向内側端面 8 1 b とを含む、半径方向に縦長の横断面形状を有している。ドライブキー 8 1 の各々の周方向幅は半径方向内側端部においては半径方向内側端面に向って徐々に狭くなるよう形成されている。

以上のように構成されたドライブキー 8 1 の各々のほぼ半径方向中央部は、上記ホルダ部材の各々間に配設されかつ内側リング部材 7 1 の軸線に平行に延在する軸 8 4 まわりに回動可能に支持されている。ドライブキー 8 1 の各々の両側面には、それぞれ摺動部材 8 2 が圧縮コイルばね 8 3 により実質的に同じばね力により周方向に圧接されている。その結果、ドライブキー 8 1 の各々は、図 3 に示されているように、半径方向に直立した状態に保持される。ドライブキー 8 1 の各々の半径方向外側端面 8 1 a は半径方向外側端に位置し、半径方向内側端面 8 1 b は半径方向外側端に位置して内側リング部材 7 1 の軸心に向けられる。上記ばね受け突起 7 6 及び摺動部材 8 2 の各々の半径方向外側面は、実質的に内側リング部材 7 1 と同心の仮想円上に位置付けられ、ドライブキー 8 1 の各々の半径方向外側端面 8 1 a は該仮想円から半径方向外側にそれ

ぞれ実質的に同じ距離だけ飛び出している。摺動部材 8 2 の各々の半径方向内側面は、外側リング部材 7 2 の外周面に対し半径方向外側に隙間をおいて位置付けられている。ドライブキー 8 1 の各々の半径方向内側端面 8 1 b は外側リング部材 7 2 の外周面に接触させられている。

ステータ 3 0 は、所定の軸方向幅を有するインナリング 3 0 A と、インナリング 3 0 A の半径方向外側に同心に位置付けられたアウトリング B と、インナリング 3 0 A 及びアウトリング B 間に一体に配設されかつ周方向に間隔をおいて配置された複数の羽根部材 3 0 C とから構成されている。羽根部材 3 0 C の各々は、図面上は簡略化して示されているが、実際には周知のように、周方向に面した両面は、軸方向に所定の流路が形成されるような曲面から形成されている。インナリング 3 0 A の内周面には、周方向に等間隔をおいて複数の（実施形態においては 3 個の）溝 3 0 a が形成されている。溝 3 0 a の各々は、ドライブキー 8 1 の各々の半径方向外側端面 8 1 a の円弧面とほぼ同じ円弧面の横断面形状を有し、インナリング 3 0 A の軸方向に延在する。溝 3 0 a の各々の周方向間隔は、ドライブキー 8 1 の各々が上記したように半径方向に直立して保持された状態において、ドライブキー 8 1 の各々の半径方向外側端面 8 1 a の周方向間隔と実質的に同じ間隔に規定されている。なお、インナリング 3 0 A の溝 3 0 a の各々はトルクリミッタ 8 0 の一部を構成する。

以上のように構成されたステータ 3 0 は、インナリング 3 0 A の内周面に形成された溝 3 0 a の各々を、直立状態にある、対応するドライブキー 8 1 の半径方向外側端面 8 1 a に嵌合させることにより、ワンウェイクラッチ 7 0 の外側リング部材 7 2 の半径方向外側に装着される。インナリング 3 0 A の内周面は、上記仮想円の半径方向外側に位置付けられる。図 2 に示すように、ワンウェイクラッチ 7 0 の内側リング部材 7 1 は、ハウジング 8 に固定された上記円筒部材 6 0 の一端部にスプライン

結合されることにより、実質的にハウジング 8 に固定される。羽根部材 30C の各々を含むステータ 30 は、ポンプ 26 とタービン 28 との間に位置付けられる。ワンウェイクラッチ 70 の外側リング部材 72 の軸方向両側に配設された上記環状のホルダ部材の片方とタービンハブ 47 との間、及びホルダ部材の他方とポンプハブ 56 との間にはそれぞれ複数のローラが適宜の保持手段を介して配設されている。その結果、外側リング部材 72 は、タービンハブ 47 及びポンプハブ 56 に対し相対回転自在である。上記ワンウェイクラッチ 70 及びトルクリミッタ 80 は伝達トルク制限手段を構成する。なお、ワンウェイクラッチ 70 及びトルクリミッタ 80 の各々の基本的構成は公知の構成を利用することによってよく、したがって、他の構成を有するワンウェイクラッチ及びトルクリミッタを利用してもよい。

次に、マニュアル式変速機 6 について図 1 を参照して説明する。図示の実施形態における変速機 6 は、平行軸式歯車変速機からなり、ケース 20 と、該ケース 20 内に配設され上記湿式多板摩擦クラッチ 4 のクラッチセンタ 66 を装着した入力軸 64 と、該入力軸 64 と同一軸上に配設された出力軸 90 と、該出力軸 90 と平行に配設されたカウンターシャフト 92 とを備えている。入力軸 90 には駆動歯車 94 が配設され、出力軸 90 には変速歯車 96a、96b、・・・が配設されていると共に、同期嚙合装置 98a、98b、・・・が配設されている。また、カウンターシャフト 92 には、上記駆動歯車 94 及び変速歯車 96a、96b、・・・と常時嚙み合うカウンター歯車 100a、100b、100c、・・・が設けられている。マニュアル式変速機 6 は公知の構成を利用することによってよく、またそれ自体の構成は本発明の特徴をなすものではないので、更なる説明は省略する。

図示の実施形態におけるトルクコンバータ 2 を装備した動力伝達装置は以上のように構成されており、以下その作動について説明する。図 1 及

び図 2 を参照して、ディーゼルエンジンのクランク軸 3 1（入力軸）に発生した駆動力は、ドライブプレート 3 4 を介してトルクコンバータ 2 のケーシング 2 4 に伝達される。ケーシング 2 4 とポンプ 2 6 のポンプシェル 3 8 は一体的に構成されているので、上記駆動力によってポンプ 2 6 が回転させられる。ポンプ 2 6 が回転するとポンプ 2 6 内の作動流体は遠心力によりインペラ 4 0 に沿って外周に向かって流れ、矢印で示すようにタービン 2 8 側に流入する。タービン 2 8 側に流入した作動流体は、内周側に向かって流れ、矢印で示すようにステータ 3 0 内に流入される。タービン 2 8 からステータ 3 0 内に流入した作動流体は、ステータ 3 0 の羽根部材 3 0 C により流れる向きを変えられてポンプ 2 6 に戻される。ステータ 3 0 からポンプ 2 6 に戻される作動流体は、ポンプ 2 6 のインペラ 4 0 の背面側（回転方向に対し後ろ側）に流入させられる。

このように、作動流体が、ポンプ 2 6、タービン 2 8 及びステータ 3 0 を通ってポンプシェル 3 8 及びタービンシェル 4 2 内を循環することにより、ポンプ 2 6 側の駆動トルクが、実質的に増大させられてタービン 2 8 側に伝達される。タービン 2 8 側に伝達された駆動力は、タービンシェル 4 2 及びタービンハブ 4 7 を介して出力軸 4 6 に伝達され、更に上記摩擦クラッチ 4 を介して変速機 6 に伝達される。

次に、図 1 ～図 4 を参照して、上述したトルクコンバータ 2 のトルク伝達特性について説明する。図 4 において、点線はトルクコンバータの一般的な特性を、また実線は本発明によるトルクコンバータの特性を、それぞれ模式的に示すもので、横軸は、ポンプ 2 6 の回転数  $N_p$  とタービン 2 8 の回転数  $N_t$  とにより規定される速度比  $(e) = (N_t / N_p)$ 、縦軸は、ポンプ 2 6 からタービン 2 8 を介してステータ 3 0 に伝えられる伝達トルク量である。図 4 から判るように、トルクコンバータは、ポンプ 2 6 とタービン 2 8 との速度比  $(e)$  が零 (0) に近づくにしたが

って上記伝達トルクが増大する特性を有している。このような特性を有するトルクコンバータを車両の動力伝達装置に装備した場合、車速の如何にかかわらず、速度比（ $e$ ）が零（0）に近づくにしたがって、すなわちポンプ26の回転数 $N_p$ とタービン28の回転数 $N_t$ との差が大きくなるにしたがって上記伝達トルクが増大するので、車両停止状態でエンジンが駆動され、変速機の変速ギヤが投入されている状態、即ち入力軸が回転し出力軸が停止している状態において、上記伝達トルクが最大となる。また、車両が急加速されたとき、登坂などにより負荷が増大したとき、などにおいて速度比（ $e$ ）が零（0）に近づいてゆく場合においても、上記伝達トルクが最大値に近づいてゆくことになる。

したがって、先に述べたように、小排気量のTCディーゼルエンジンが使用された動力伝達装置において、発進クラッチとしてトルクコンバータを使用した場合には、1種類の変速機において、可能な限り広いトルクレンジを持たせたい、との要望を満足させることが可能になる。しかしながら、マニュアル式の変速機と組み合わせた動力伝達装置に、上記したような、一般的な特性を有するトルクコンバータをそのまま使用した場合には、増幅された出力側のトルクが高すぎて、変速機の許容入力限度を越えてしまい、強度上の問題が発生することになる。

本発明によるトルクコンバータ2においては、ステータ30とハウジング8との間に、ポンプ26からタービン28を介してステータ30に伝えられる伝達トルクが所定値 $y$ （図4）を越えて増加しないように制限する伝達トルク制限手段が配設されている。図2及び図3に示されているように、伝達トルク制限手段は、ハウジング8に支持されたワンウェイクラッチ70と、ワンウェイクラッチ70とステータ30との間に配設されたトルクリミッタ80とからなり、上記伝達トルクが所定値を越えない間、ステータ30は、トルクリミッタ80及びワンウェイクラッチ70を介してハウジング8に固定され、該伝達トルクが所定値を越え

て増加しようとした場合には、トルクリミッタ 80 の作動により、ステータ 30 は、ワンウェイクラッチ 70 に対し空転させられるよう構成されている。

更に具体的に説明すると、作動流体が、ポンプ 26、タービン 28 及びステータ 30 を通ってポンプシェル 38 及びタービンシェル 42 内を循環することにより、ポンプ 26 側の駆動トルクが実質的に増大させられてタービン 28 側に伝達されるが、ステータ 30 には、羽根部材 30C に作用する流体の反力により、図 3 において時計方向の回転トルクが作用する。このトルクは、インナリング 30A の溝 30a、トルクリミッタ 80 のドライブキー 81、摺動部材 82、圧縮コイルばね 83 及びワンウェイクラッチ 70 の外側リング部材 72 におけるばね受け突起 76 を介してワンウェイクラッチ 70 に伝達される。先に述べたように、外側リング部材 72 は、ローラ 74 を介して内側リング部材 71 にロックされ、円筒部材 60 及びポンプハウジング 52 を介してハウジング 8 にロックされる。ステータ 30 はハウジング 8 に固定され、ステータ 30 によるトルク増幅作用が機能するので、図 4 において実線で示されているように速度比 (e) が零 (0) に近づいてゆくにしたがって上記伝達トルクが増加する。

速度比 (e) が零 (0) に近づいてゆくと、ステータ 30 の羽根部材 30C に作用する流体の反力が徐々に増大してゆくが、速度比 (e) が零 (0) に近い所定値 x に達すると、トルクリミッタ 80 のドライブキー 81 は、軸 84 まわりに図 3 において時計方向に回転させられてインナリング 30A の溝 30a に対する係合が解除される。ステータ 30 は、トルクリミッタ 80 のドライブキー 81 に対して空転させられるのでステータ 30 によるトルク増幅作用が機能しなくなる。その結果、速度比 (e) が所定値 x を越えて零 (0) に近付いたとしても、上記伝達トルクは所定値 y を越えて増加することはない。

すなわち、速度比（ $e$ ）が所定値  $x$  を越えて零（ $0$ ）に近づこうとしたとき、ステータ 30 はワンウェイクラッチ 70 に対し空転させられるので、ステータ 30 によるトルクの増幅機能が停止させられ、上記伝達トルクは、図 4 において、ほぼフラットに延在する実線で示されるように、所定値  $y$  を越えることが防止される。したがってこのような特性を有するトルクコンバータ 2 を使用した場合には、上記伝達トルクを変速機 6 の許容入力 of 限度を越えないよう制限できるので、変速機 6 の許容入力 of 限度内で変速機 6 のトルクレンジを広げることが可能にする。また、車両停止状態でエンジンが駆動され変速機 6 の変速ギヤが投入されている状態、即ち入力軸 31 が回転し出力軸 46 が停止している状態において発生するドラッグトルクも、最大値よりも低い所定値  $y$  まで低減することができる。なお、速度比（ $e$ ）が所定値  $x$  から 1.0 に近づくように変化した場合には、トルクリミッタ 80 の圧縮コイルばね 83 及び摺動部材 82 などによる復帰動作によりドライブキー 81 が再びインナリング 30A の溝 30a に係合させられ、ステータ 30 によるトルク増幅作用が機能し始める。



## 請求の範囲

1. ハウジング内に回転自在に支持されたポンプハブに装着された環状のポンプシェルと、ポンプシェル内に放射状に配設された複数のインペラとを有するポンプと；ポンプと対向して配設されかつポンプハブと相対回転可能なタービンハブに装着された環状のタービンシェルと、タービンシェル内に放射状に配設された複数のランナとを有するタービンと；ポンプとタービン間に配置されかつハウジングに支持されたステータと；ポンプとタービン内に充填された作動流体と；を備えたトルクコンバータにおいて、

ステータとハウジングとの間に、ポンプからタービンを介してステータに伝えられる伝達トルクが所定値を越えて増加しないように制限する伝達トルク制限手段が配設されている、

ことを特徴とするトルクコンバータ。

2. 伝達トルク制限手段は、ハウジングに支持されたワンウェイクラッチと、ワンウェイクラッチとステータとの間に配設されたトルクリミッタとからなり、該伝達トルクが所定値を越えない間はステータはトルクリミッタ及びワンウェイクラッチを介してハウジングに固定され、該伝達トルクが所定値を越えて増加しようとした場合には、トルクリミッタの作動によりステータはワンウェイクラッチに対し空転させられるよう構成されていることを特徴とする、請求項1記載のトルクコンバータ。

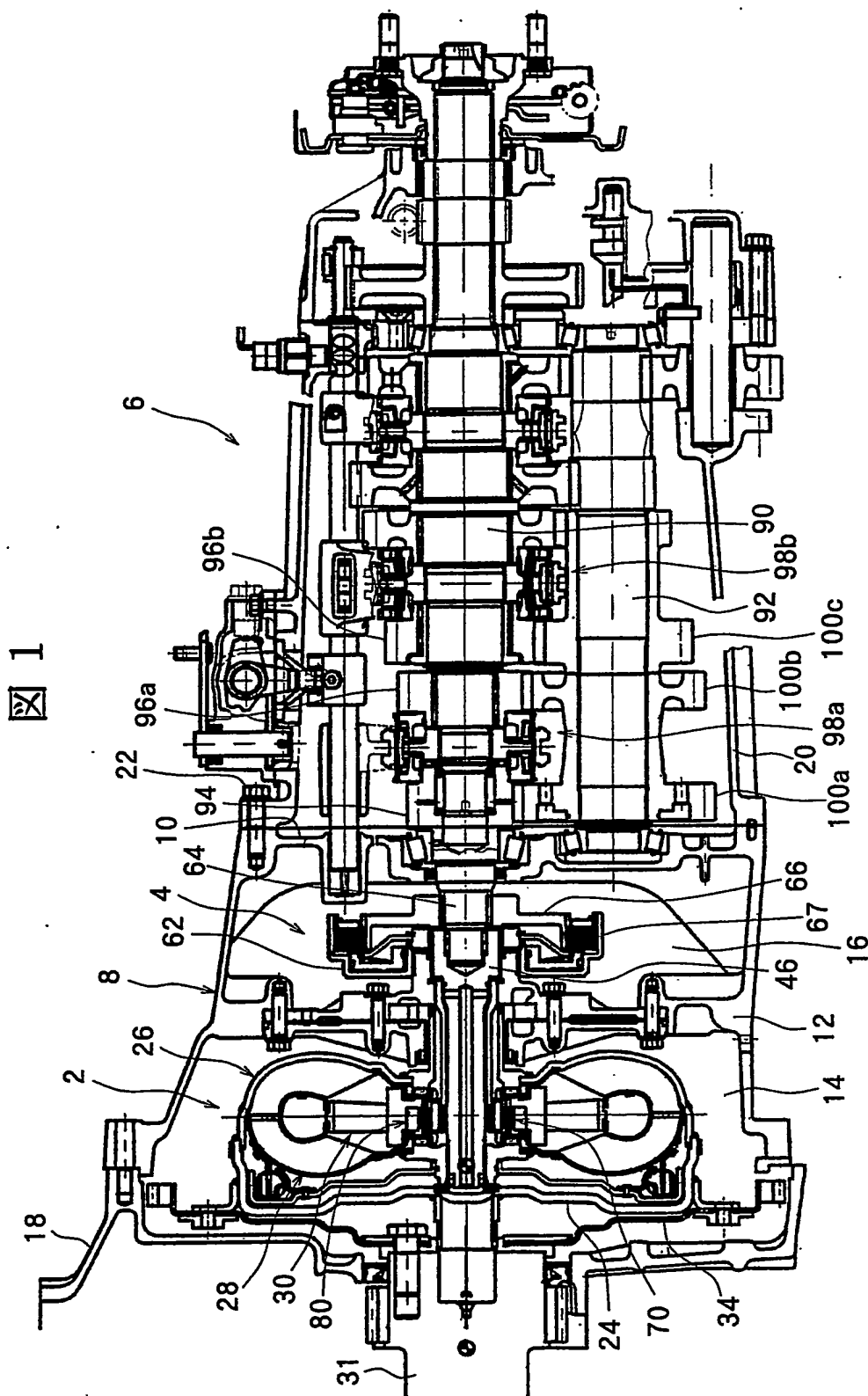


図 2

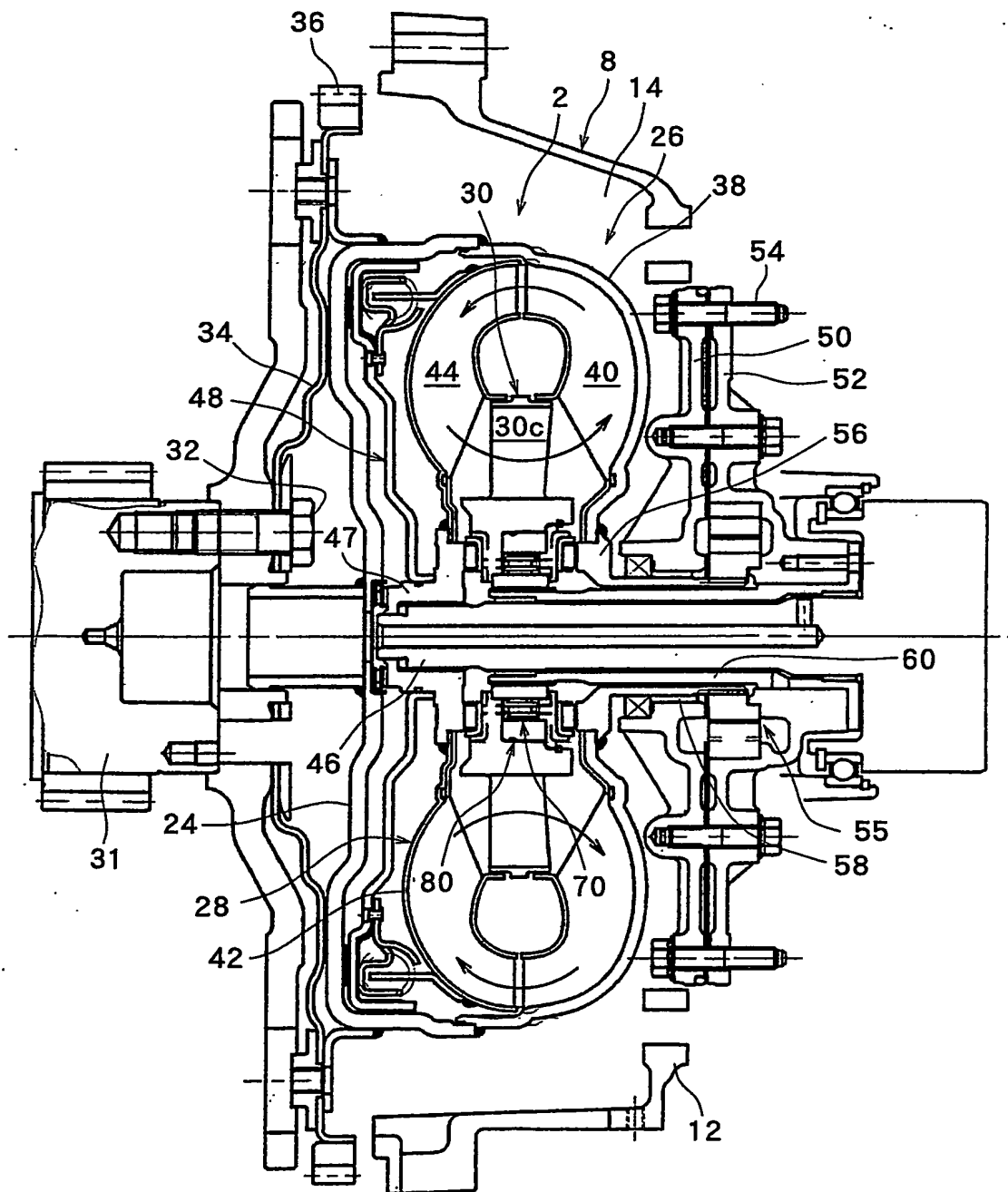


图 3

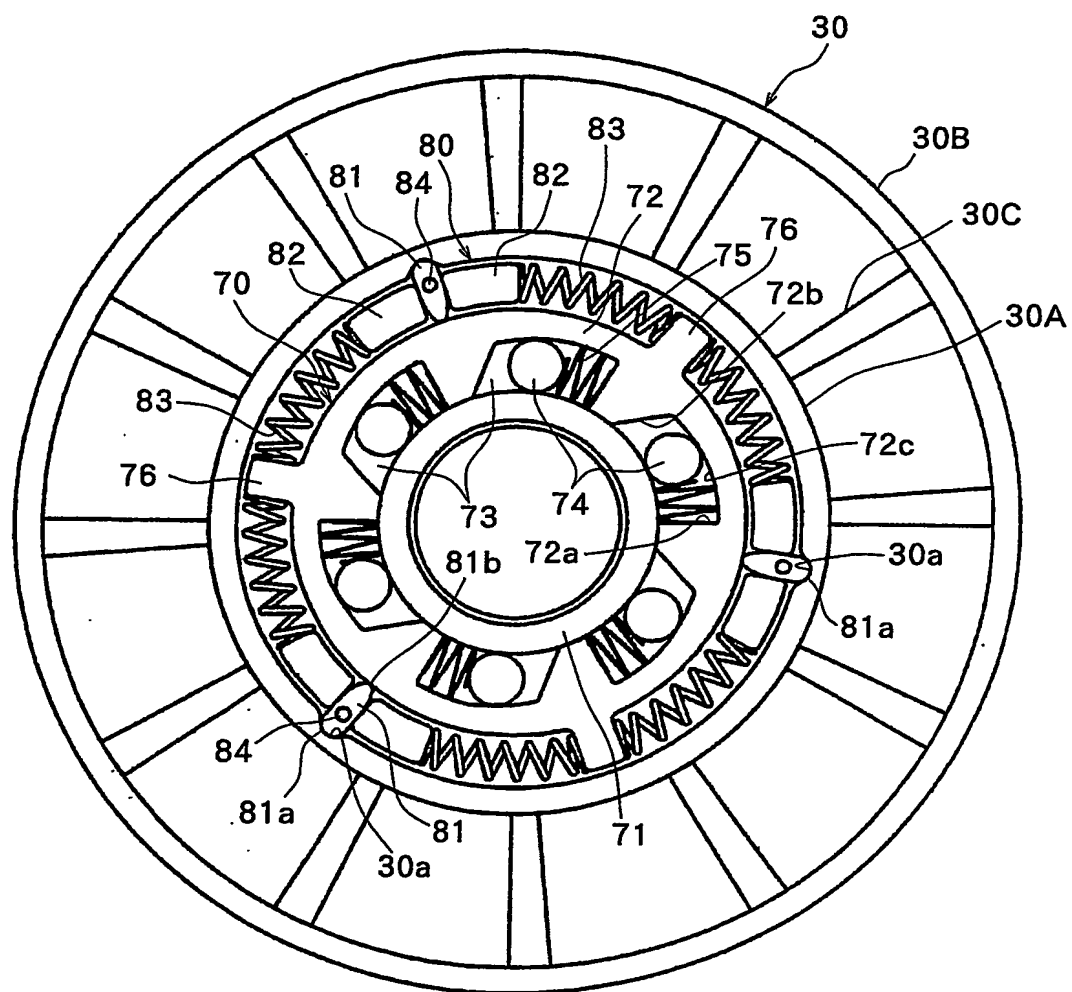
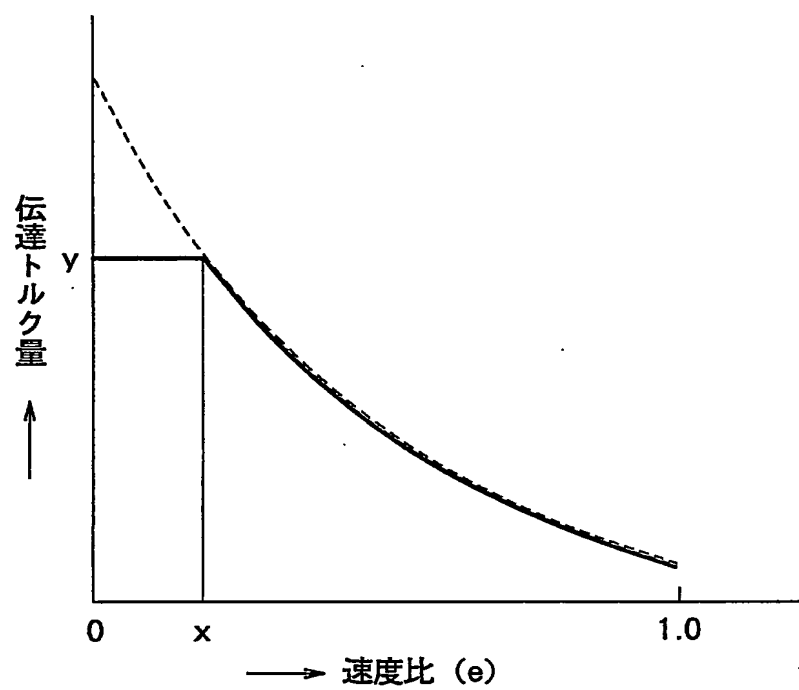


図 4



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/017116

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl<sup>7</sup> F16H41/24

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl<sup>7</sup> F16H39/00-47/12, F16H61/38-61/64

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2004	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 11-151957 A (Van Doorne's Transmissie B.V.), 08 June, 1999 (08.06.99), Full text; all drawings & NL 1006684 C & EP 895006 A1 & US 6053843 A & DE 69810715 T2	1, 2
A	JP 11-200910 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 27 July, 1999 (27.07.99), Full text; all drawings (Family: none)	1, 2

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
16 December, 2004 (16.12.04)

Date of mailing of the international search report  
11 January, 2005 (11.01.05)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2004/017116

**C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT**

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 58-53517 A (Kubota Tekko Kabushiki Kaisha), 30 March, 1983 (30.03.83), Full text; all drawings (Family: none)	1, 2
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 93297/1987 (Laid-open No. 761/1989) (Nippon Steel Corp.), 05 January, 1989 (05.01.89), Full text; all drawings (Family: none)	1, 2

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. 7 F16H41/24

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. 7 F16H39/00-47/12, F16H61/38-61/64

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2004年
日本国実用新案登録公報	1996-2004年
日本国登録実用新案公報	1994-2004年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 11-151957 A (フアン ドールネズ トランスミ ツシイ ベスローテン フェンノートシャップ), 1999. 0 6. 08, 全文, 全図 & NL 1006684 C & EP 895006 A1 & US 6053843 A & DE 69810715 T2	1, 2
A	JP 11-200910 A (日産自動車株式会社), 199 9. 07. 27, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1, 2

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

16. 12. 2004

国際調査報告の発送日

11. 1. 2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

磯部 賢

3 J

3430

電話番号 03-3581-1101 内線 3328



C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	J P 58-53517 A (久保田鉄工株式会社) , 1983. 03.30, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1, 2
A	日本国実用新案登録出願62-93297号 (日本国実用新案登録 出願公開64-761号) の願書に添付した明細書及び図面の内容 を撮影したマイクロフィルム (新日本製鐵株式会社) , 1989. 01.05, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1, 2